

ПРИНЦИПИ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ СИСТЕМ ПІДКЛЮЧЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

В. Б. Запукхляк , І. Р. Микитюк 

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +38 (0342) 72-71-38; e-mail: vasyl.zapukhliak@nung.edu.ua*

Стаття присвячена принципам теплогідравлічних розрахунків системи підключення теплових насосів (ТН), що використовують низькопотенційні джерела теплової енергії, для енергоефективного підігріву високов'язкої нафти при її транспортуванні магістральними трубопроводами. Транспортування високов'язкої нафти вимагає постійного підігріву через її охолодження в ґрунті та ризик закупорювання трубопроводу. Традиційні методи підігріву за рахунок спалювання палива є енергоємними та екологічно небезпечними. У зв'язку з цим, досліджується застосування ТН, які перетворюють низькопотенційне тепло у теплоту з більш високою температурою для підтримки необхідного режиму перекачування.

Головною метою роботи є розробка методики проектування теплообмінного обладнання цієї системи, що включає встановлення додаткового рекуперативного теплообмінника в першому (розсільному) контурі ТН. В роботі детально описано алгоритм теплогідравлічного розрахунку, який охоплює: визначення геометричних параметрів рекуперативного теплообмінника; вибір та розрахунок фізичних робочої рідини для розсільного контуру; гідравлічний розрахунок розсільного контуру і насосної установки для подачі гарячого теплоносія, з підбором відповідних насосів; конструктивний тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника. Розрахунок завершується порівнянням розрахункової та фактичної площ теплообміну для уточнення конструкції. Запропонована методика дозволяє оптимізувати конструкцію теплообмінного обладнання та забезпечити надійну й енергоефективну роботу системи підігріву нафти.

Ключові слова: *трубопровід, високов'язка нафта, тепловий насос, низькопотенційне джерело теплоти, теплогідравлічний розрахунок, рекуперативний теплообмінник, коефіцієнт теплопередачі, критерій Рейнольдса, енергоефективність.*

Вступ

Транспортування високов'язкої нафти та нафтопродуктів магістральними трубопроводами є критично важливим етапом у нафтогазовій

галузі. Ключовою проблемою при цьому є поступове охолодження рідини внаслідок теплообміну з навколишнім ґрунтом, що призводить до значного зростання в'язкості. Зниження температури може спричинити зменшення пропускної здатності трубопроводу та, у крайніх випадках, його закупорювання, що вимагає постійного енергоємного підігріву.

Для забезпечення ефективного перекачування та запобігання аварійним ситуаціям, високов'язкі нафти попередньо підігрівають перед закачуванням у трубопровід, а також регулярно підтримують їхню температуру за допомогою проміжних підігрівальних пунктів (теплових станцій), розташованих вздовж траси. Теплопродуктивність та кількість цих установок визначаються динамікою падіння температури та вимогами до насосного обладнання. Традиційно, такий підігрів здійснюється за рахунок спалювання палива або використання високопотенційних джерел теплової енергії, що пов'язано зі значними експлуатаційними витратами та негативним впливом на довкілля [4, 5, 10, 11].

У світлі зростаючих вимог до енергоефективності та сталого розвитку, пошук альтернативних та економічно вигідних методів підігріву набуває особливої актуальності. Ця стаття присвячена дослідженню та обґрунтуванню застосування теплового насоса, що живиться від низькопотенційного джерела теплової енергії (наприклад, ґрунту, стічних вод, або скидного тепла виробничих процесів), для підігріву високов'язкої нафти. Використання такої системи дозволить істотно знизити енергоспоживання та операційні витрати на транспортування, підвищуючи при цьому надійність та екологічність експлуатації магістральних трубопроводів.

Агрегат, який називають тепловим насосом, призначений для отримання теплоти на основі зворотного термодинамічного циклу (рис. 1). Застосування теплових насосів має головною метою використання низькопотенціальних джерел теплоти (НПДТ) для теплопостачання об'єктів. Це забезпечує економію палива в порівнянні з безпосереднім спалюванням його у печах та котлах [1-3, 6-9].

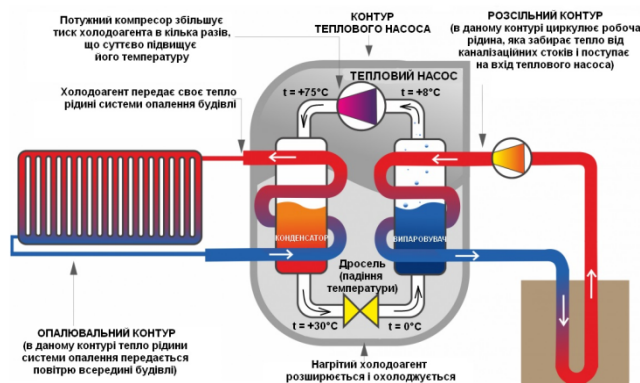


Рис. 1. Схема роботи теплового насоса

Зворотні кругові процеси зміни стану робочого тіла на термодинамічних діаграмах мають напрям проти годинникової стрілки, тоді як прямі цикли теплових двигунів – за її напрямком. У теплових двигунах до робочого тіла підводять теплоту високого потенціалу (при високих температурах і тиску), яка далі перетворюється в роботу та теплоту низького потенціалу. Натомість, у теплових насосах до робочого тіла подають низькопотенціальну теплоту (на нижньому температурному рівні циклу), яка, витрачаючи необхідну роботу, перетворюється в теплоту з більш високою температурою [1-3].

При виборі НПДТ враховують його доступність, температурний рівень, енергетичні показники, а також умови можливого відбору та його якість згідно санітарних норм. У більшості випадків, як енергоефективне низькопотенціальне джерело теплоти, використовують ґрунт, проте більш ефективним може бути використання теплої рідини з водойм чи каналізаційних стоків, яка може бути закачана у додатковий теплообмінник першого контура, а після відбору тепла – повернута до свого початкового середовища.

Постановка задач дослідження

Дослідження присвячене розробці та обґрунтуванню застосування теплонасосних установок (ТНУ), що використовують НПДТ, для енергоефективного підігріву високов'язкої нафти та нафтопродуктів під час їх транспортування магістральними трубопроводами.

Головною метою дослідження є розробка методики розрахунку та проектування теплообмінного обладнання системи підігріву високов'язкої нафти, для забезпечення необхідного температурного режиму перекачування, що базується на використанні теплового насоса, який живиться теплом від низькопотенційних джерел, з потребою встановлення додаткового теплообмінника для першого контура.

В процесі виконання роботи слід: визначити геометричні та теплові параметри теплообмінного контуру (розсільного контуру), обрати робочу рідину та встановити її фізичні властивості, провести гідравлічний розрахунок розсільного контуру для підбору циркуляційного насоса, що забезпечить необхідну витрату холодного теплоносія, розрахувати мінімальну витрату гарячого теплоносія на основі рівняння теплового балансу, виконати гідравлічний розрахунок насосної установки для подачі низькопотенційного джерела тепла, а також здійснити конструктивний тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника для визначення коефіцієнта теплопередачі, середньологарифмічного температурного напору та розрахункової площі поверхні теплообміну.

Алгоритм теплогідравлічного розрахунку системи підключення теплового насоса з використанням додаткового теплообмінника

При використанні в якості НПДТ рідин з каналізаційних стоків, перший ("розсільний") контур теплового насоса – довгомірний змійовик виготовлений з поліетиленової труби (матеріал може бути іншим),

опускається в додатковий теплообмінник, до якого постачається відповідна рідина насосом, температура якої може складати $(+12 \div +16)^\circ\text{C}$. По трубі циркулює незамерзаюча робоча рідина, яка отримує тепло від каналізаційних стоків. В результаті циркуляції до другого контура теплового насоса поступає рідина з температурою близько $+8^\circ\text{C}$.

Робоча рідина передає свою температуру другому контуру, в якому циркулює фреон. Рідкий фреон при нагріванні вище $+3^\circ\text{C}$ переходить в газоподібний стан, після чого поступає на компресор, де стискається від 4 до 26 *атм*. При цьому він нагрівається від $+8^\circ\text{C}$ до $+75^\circ\text{C}$.

Енергія газоподібного фреону, нагрітого до $+75^\circ\text{C}$, передається в третій контур – систему тепlopостачання відповідного об'єкта, в якому нагрівається рідина до $(60 \div 65)^\circ\text{C}$. А газоподібний фреон, при цьому, охолоджується до $(30 \div 40)^\circ\text{C}$, перебуваючи під тиском 26 *атм*. Далі відбувається падіння тиску на дроселі до 4 *атм* і, відповідно, значне охолодження до $(0 \div +3)^\circ\text{C}$, фреон повертається до рідкого стану. Після цього, фреон знову нагрівається від теплоносія першого контуру і процес повторюється знову.

З метою передачі тепла від каналізаційних стоків до незамерзаючої рідини в розсільному контурі передбачається будівництво додаткового рекуперативного теплообмінника у вигляді каналізаційного колодязя із змійовиком (рис. 2).

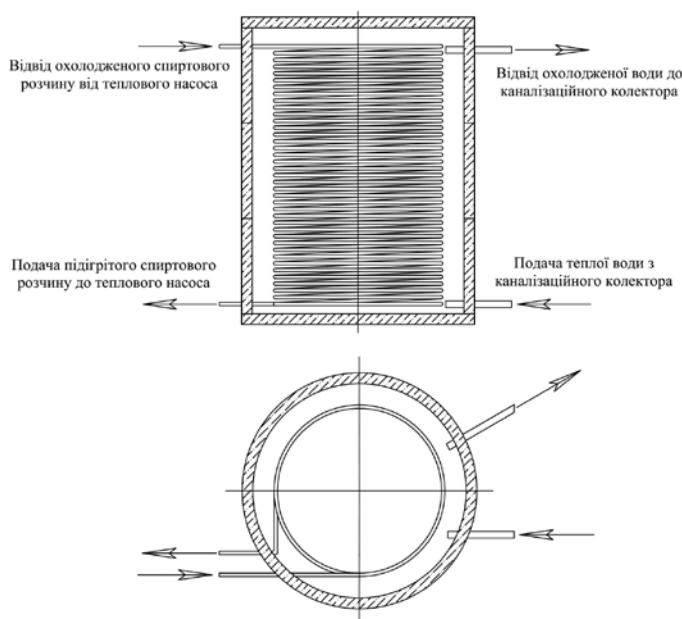


Рис. 2. Схема рекуперативного теплообмінника

Розрахунок рекуперативного теплообмінника проводиться за методом послідовних наближень.

1. Вибір геометричних параметрів теплообмінника

На початковому етапі приймаються геометричні розміри змійовика та колодязя. Змійовик виготовляється з труби із зовнішнім діаметром d_{zrk} , товщиною стінки δ_{rk} , внутрішнім діаметром, відповідно, $d_{vrk} = d_{zrk} - 2 \cdot \delta_{rk}$. Діаметр змійовика D_z , відстань між кільцями змійовика H_{kz} , висота змійовика з урахуванням зазорів між днищем і кришкою колодязя Z_{zk} , складатиме

$$H_z = H_{kk} \cdot N_{kk} - 2 \cdot Z_{zk}. \quad (1)$$

Кількість кілець змійовика

$$N_{kz} = \frac{H_z}{d_{zrk} + H_{kz}} + 1. \quad (2)$$

Довжина змійовика в одному колодязі буде дорівнювати

$$L_z = \pi \cdot (D_z - d_{zrk}) \cdot N_{kz}. \quad (3)$$

Площа поверхні змійовика в одному колодязі складатиме

$$F_z = \pi \cdot d_{zrk} \cdot L_z. \quad (4)$$

Загальна довжина трубопроводу “розсільного” контуру теплового насоса, з урахуванням відстані від колодязя до теплового насоса L_{ktn} та довжини змійовика, складає

$$L_{rk} = 2 \cdot L_{ktn} + L_z. \quad (5)$$

Якщо змійовик складається з кількох контурів і/або з кількох теплообмінників, то проводиться розрахунок еквівалентної довжини змійовиків та еквівалентного діаметру.

Наприклад, якщо рекуперативний теплообмінник складається $N_k=2$ каналізаційних колодязів із $n_z=3$ змійовиками в кожному з діаметрами D_{zi} та довжинами L_{zi} (i – порядковий номер змійовика) (рис. 3), то довжина змійовиків в одному колодязі буде визначатися з рівняння

$$L_{zi} = \pi \cdot (D_{zi} - d_{zrk}) \cdot N_{kz}. \quad (6)$$

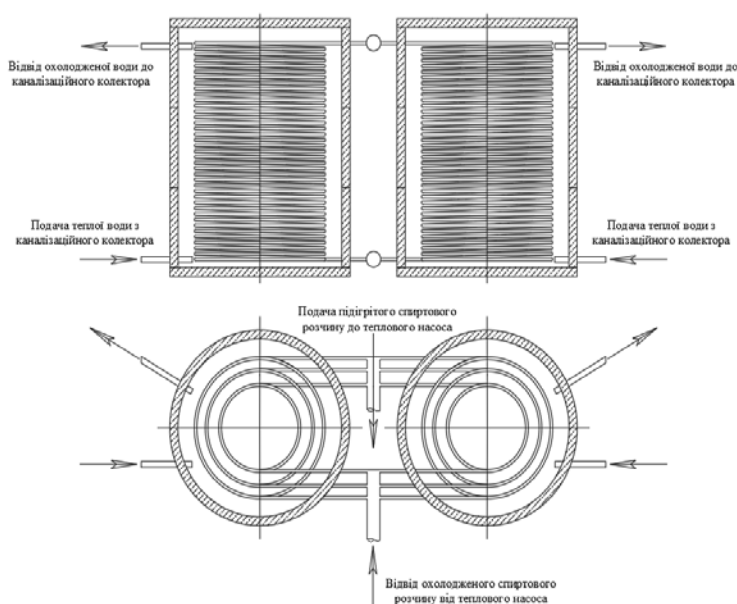


Рис. 3. Схема рекуперативних теплообмінників

Площа поверхні i -того змійовика в одному колодязі складатиме

$$F_{zi} = \pi \cdot d_{zrk} \cdot L_{si}. \quad (7)$$

Загальна площа поверхні теплообміну у двох колодязях складатиме

$$F_z = N_k \cdot \sum_{i=1}^{n_z} F_{zi}. \quad (8)$$

Таким чином, в двох теплообмінних колодязях будуть працювати паралельно по три трубопроводи різної довжини та однакового діаметру. Тому, необхідно встановити еквівалентну довжину та діаметр трубопровідної системи з шести паралельно працюючих трубопроводів.

Використовуючи метод еквівалентних діаметрів для паралельних трубопроводів можна встановити, що еквівалентна довжина трубопроводів в колодязях дорівнює

$$L_{rkEKV} = \frac{\sum_{i=1}^{n_z} L_{zi}}{n_z}. \quad (9)$$

Загальна еквівалентна довжина трубопроводу “розсільного” контуру теплового насоса визначається як

$$L_{rk} = 2 \cdot L_{ktn} + L_{rkEKV}. \quad (10)$$

Еквівалентний діаметр $n=N_k \cdot n_z$ паралельних трубопроводів визначається за формулою

$$D_{rkEKV} = \left[(L_{rkEKV})^{\frac{1}{2-m}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{d_{zi}^{5-m}}{L_{zi}} \right)^{\frac{1}{2-m}} \right]^{\frac{2-m}{5-m}}, \quad (11)$$

де m – показник режиму руху рідини; $m=1$ – ламінарний режим; $m=0,25$ – турбулентний режим, зона гладких труб; $m=0,123$ – турбулентний режим, зона змішаного тертя; $m=0$ – турбулентний режим, зона гідравлічно шорстких труб. Для першого наближення приймаємо $m=0,25$ [5].

2. Вибір робочої рідини (холодного теплоносія) для “розсільного” контура

В якості робочої рідини (холодного теплоносія) для “розсільного” контура можна вибрати розчин “вода + етиловий спирт” у об’ємному співвідношенні v_v до v_{es} . Встановлюються фізичні властивості робочої рідини для середньої робочої температури

$$t_s = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (12)$$

де t'_2, t''_2 – температури холодного теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього (приймаються з характеристики теплового насоса), °C;

Індекс 2 використовується для холодного теплоносія в теплообміннику.

З довідникової літератури встановлюється густина води ρ_v та густина етилового спирту ρ_{es} для температури t_s , тоді густина робочої рідини визначається як

$$\rho_s = \rho_v \cdot v_v + \rho_{es} \cdot v_{es}. \quad (13)$$

Також встановлюється кінематична в'язкість води ν_v та кінематична в'язкість етилового спирту ν_{es} , тоді кінематична в'язкість робочої рідини визначається за формулою

$$\nu_s = \nu_v \cdot \nu_v \cdot \frac{\rho_v}{\rho_s} + \nu_{es} \cdot \nu_{es} \cdot \frac{\rho_{es}}{\rho_s}. \quad (14)$$

Якщо середня ізобарна теплоємність води c_{pv} , а середня ізобарна теплоємність етилового спирту c_{pes} , тоді середня ізобарна теплоємність суміші (холодного теплоносія) визначимо за формулою

$$c_{p2} = c_{pv} \cdot \nu_v \cdot \frac{\rho_v}{\rho_s} + c_{pes} \cdot \nu_{es} \cdot \frac{\rho_{es}}{\rho_s}. \quad (15)$$

3. Підбір насоса для перекачування рідини в розсільному контурі та гідравлічний розрахунок даного контура

Для руху робочої рідини в розсільному контурі вибирається насос, який забезпечуватиме необхідну витрату.

За характеристиками теплового насоса встановлюється теплова потужність складає Q_2 . Визначається орієнтовне значення масової витрати рідини (холодного теплоносія) в розсільному контурі для забезпечення заданої потужності з рівняння

$$Q_2 = G_2 \cdot c_{p2}(t_2' - t_2''), \quad (16)$$

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_{p2}(t_2' - t_2'')}, \quad (17)$$

де G_2 – масова витрата холодного теплоносія, $кг/с$; c_{p2} – середня ізобарна теплоємність холодного теплоносія, $Дж/(кг \cdot град)$; t_2' , t_2'' – температури холодного теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього, $^{\circ}C$;

Для забезпечення приведенного значення масової витрати рідини в розсільному теплообміннику вибирається циркуляційний насос з відповідними характеристиками, які наводяться у вигляді таблиць та графіків [5].

Для визначення витрати рідини по трубопроводу “розсільного” контура, необхідно встановити залежність втрат напору в ньому від витрати рідини. Відомо, що для замкнутого контура загальні втрати напору визначаються як сума втрат напору на тертя та втрат напору в місцевих опорах (для спрощення обчислень, приймаємо, що втрати в місцевих опорах складають 2 % від втрат на тертя). Тому, загальні втрати напору визначаються як

$$H_{rk} = 1,02 \cdot \lambda \cdot \frac{L_{rk}}{d_{vrk}} \cdot \frac{v_{rk}^2}{2 \cdot g}, \quad (18)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу “розсільного” контура; v_{rk} – швидкість руху робочої рідини по трубопроводу “розсільного” контура:

$$v_{rk} = \frac{4 \cdot Q_{rk}}{\pi \cdot d_{vrk}^2}, \quad (19)$$

де Q_{rk} – подача насоса в “розсільному” контурі.

Для декількох зміювиків у формули (18) та (19) підставляються значення еквівалентних діаметрів та довжин.

Зауважимо, що в загальному випадку коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу залежить від режиму течії рідини та параметрів трубопроводу

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d}\right), \quad (20)$$

де Re – критерій Рейнольдса; Δ – еквівалентна абсолютна шорсткість труб; d – внутрішній діаметр трубопроводу.

Критерій Рейнольдса визначається як

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (21)$$

де v – швидкість руху рідини; ν – кінематична в'язкість рідини.

Коефіцієнт гідравлічного опору визначається у відповідності до таблиці 1.

В таблиці 1 Re_I і Re_{II} – перехідні числа Рейнольдса і визначаються за формулами [5]

$$\text{Re}_I = 20 \cdot \frac{d}{\Delta}, \quad (22)$$

$$\text{Re}_{II} = 500 \cdot \frac{d}{\Delta}. \quad (23)$$

Таблиця 1. Визначення коефіцієнта гідравлічного опору [5]

$\text{Re} \leq 2320$ (ламінальний режим)	$\text{Re} > 2320$ (турбулентний режим)		
	$2320 < \text{Re} \leq \text{Re}_I$	$\text{Re}_I < \text{Re} \leq \text{Re}_{II}$	$\text{Re} > \text{Re}_{II}$
$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$	$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$	$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}}\right)^{0,25}$	$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0,25}$

Задаючись різними значеннями витрати Q_{rk} (в межах зміни витрати насоса), визначаються гідравлічні втрати H_{rk} . З графічної характеристики насоса, для тих самих значень витрати Q_{rk} встановлюються значення напору насоса H_{nas} . Результати розрахунків та визначень зводяться в таблицю та будуються графічні залежності $H_{rk} = f(Q_{rk})$ та $H_{nas} = f(Q_{rk})$. Точки перетину характеристики трубопроводу та характеристики насоса є робочою точкою при роботі заданого насоса на заданий трубопровід [5].

За робочою точкою визначається об'ємну (Q_{rki}) витрату рідини в трубопроводі “розсільного” контура та обчислюється швидкість руху (v_{rki}) за формулою (19) і масову (G_{rki}) витрату

$$G_{rki} = Q_{rki} \cdot \rho_s, \quad (24)$$

результат зведеться в таблицю.

Інколи циркуляційні насоси можуть працювати з різними швидкостями обертання робочого колеса. Приклад побудови характеристик насоса з трьома швидкостями та трубопроводу наведено на рисунку 4.

Для подальших розрахунків приймається певна швидкість роботи насоса та відповідні параметри руху рідини в трубопроводі “розсільного” контура $Q_{rk}, \text{м}^3/\text{год}$; $G_n, \text{кг/с}$; $v_n, \text{м/с}$ [5].

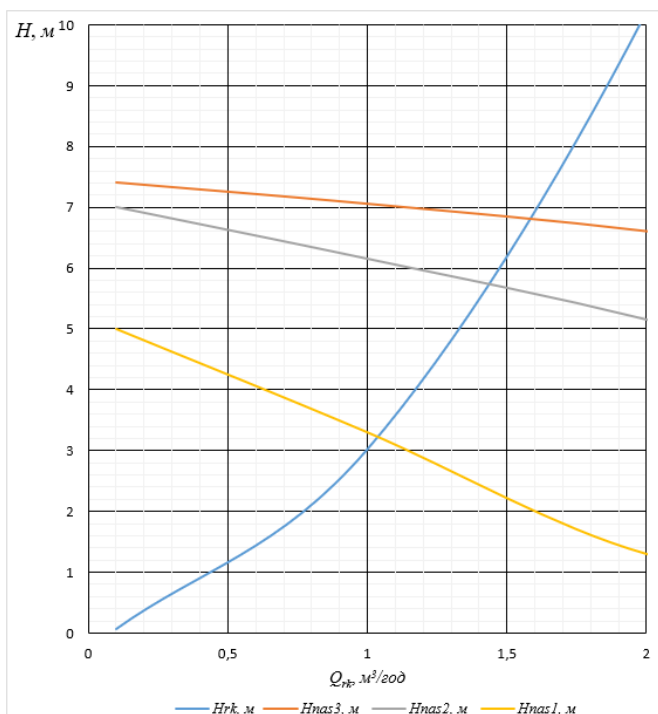


Рис. 4. Визначення робочих точок насоса та трубопроводу

4. Розрахунок витрати гарячого теплоносія

Тепловий потік Q_1 , що отримується при охолодженні гарячого теплоносія (індекс 1) дорівнює

$$Q_1 = G_1 (i'_1 - i''_1) = G_1 \cdot c_{p1} (t'_1 - t''_1), \quad (25)$$

де G_1 – масова витрата гарячого теплоносія, кг/с ; c_{p1} – середня ізобарна теплоємність гарячого теплоносія, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$; t'_1, t''_1 – температури гарячого теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього, $^\circ\text{C}$; i'_1, i''_1 – ентальпії гарячого теплоносія на вході і виході, Дж/кг .

Частина теплоти, Bt , (зазвичай $(3 \div 5)\%$) втрачається в навколишнє середовище через стінки теплообмінника, а основна частина передається до холодного теплоносія (індекс 2)

$$Q_2 = Q_1 \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right), \quad (26)$$

де Δ – тепловтрати, $\%$.

Тепловий потік Q_2, Bt , що витрачається на нагрівання холодного теплоносія, можна розрахувати за рівнянням

$$Q_2 = G_2(i_2'' - i_2') = G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2'), \quad (27)$$

де G_2 – масова витрата холодного теплоносія, кг/с ; c_{p2} – середня ізобарна теплоємність холодного теплоносія, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$; t_2' , t_2'' – температури холодного теплоносія на вході в теплообмінник і на виході з нього, $^{\circ}\text{C}$; i_2' , i_2'' – ентальпії холодного теплоносія на вході і виході, Дж/кг .

Таким чином, отримуємо рівняння теплового балансу

$$G_1 \cdot c_{p1}(t_1' - t_1'') \cdot \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right) = G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2'). \quad (28)$$

Рівняння (28) дозволяє визначити один невідомий параметр: або витрату одного з теплоносіїв, або одну з температур. Інші параметри повинні бути відомі. [1-3, 6-9]

Гарячий теплоносій має температуру на вході в теплообмінник, що відповідає температурі каналізаційних стоків у колекторі t_1' , та температуру на виході, яку приймаємо такою, щоб не відбувалося замерзання цієї рідини t_1'' , а холодний теплоносій, виходячи з паспортних даних теплового насоса, має температури на вході в теплообмінник і на виході з нього, відповідно t_2' та t_2'' .

Враховуючи, що масова витрата холодного теплоносія є масовою витратою суміші в розсільному контурі а також, що тепловтрати через стінку теплообмінника складають 5%, з рівняння теплового балансу (28) визначимо мінімальне значення масової витрати гарячого теплоносія

$$G_1 = \frac{G_2 \cdot c_{p2}(t_2'' - t_2')}{c_{p1}(t_1' - t_1'') \cdot \left(1 - \frac{\Delta}{100}\right)}. \quad (29)$$

Рівняння (29) дозволяє визначити мінімальне значення подачі гарячого теплоносія, при якому повинен працювати фекальний насос, що подаватиме воду з каналізаційного колектора до додаткового теплообмінника [1-3, 6-9].

5. Підбір насоса для закачування гарячого теплоносія в рекупративний теплообмінник та гідравлічний розрахунок

За відомим мінімальним значенням подачі гарячого теплоносія, визначеним згідно рівняння (29) підбирається фекальний насос, враховуючи також максимальну витрату стічних вод в колекторі. Тобто, продуктивність насоса не повинна бути меншою ніж продуктивність колектора. Наводяться графічні та табличні характеристики вибраного насоса.

Розрахункова схема насосної установки наведена на рисунку 5.

Згідно схеми (рис. 5) висота нагнітання H_n , довжина нагнітальної ділянки $L_n = L_{ng} + H_n - N_{kk} \cdot H_{kk}$ (тут L_{ng} – відстань від теплообмінника до каналізаційного колодязя міської каналізації).

Для визначення витрати рідини по нагнітальному трубопроводу, необхідно встановити залежність втрат напору в ньому від витрати рідини.

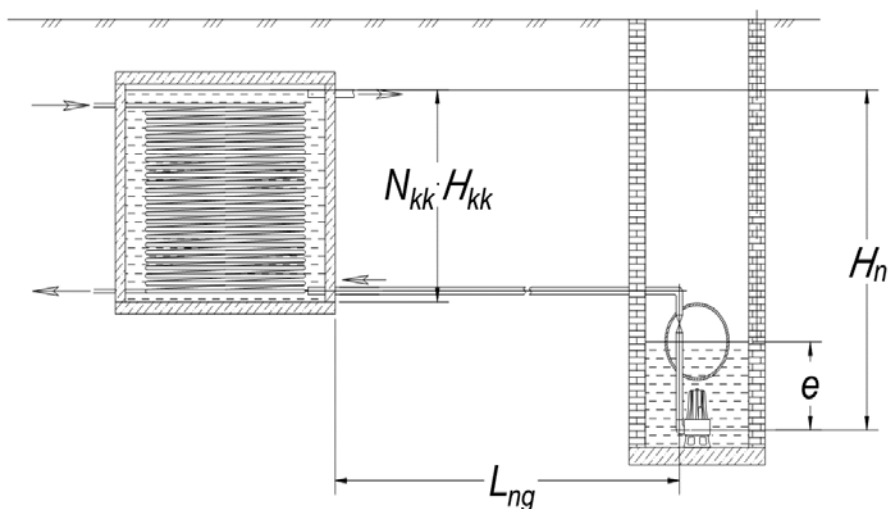


Рис. 5. Розрахункова схема насосної установки

Відомо, що загальні втрати напору в нагнітальному трубопроводі визначаються як сума втрат напору на тертя, подолання різниці висот та втрат напору в місцевих опорах (для спрощення обчислень, приймаємо, що втрати в місцевих опорах складають 2% від втрат на тертя). Тому, загальні втрати напору, враховуючи, що $e=0$, визначаються як [5]

$$H_{nt} = 1,02 \cdot \lambda \cdot \frac{L_n}{d_{vn}} \cdot \frac{v_n^2}{2 \cdot g} + H_n, \quad (30)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору напірного трубопроводу; d_{vn} – внутрішній діаметр напірного трубопроводу; v_n – швидкість руху води по трубопроводу

$$v_n = \frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot d_{vn}^2}, \quad (31)$$

де Q_n – подача насоса в “розсільному” контурі.

Відомо, що коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу залежить від режиму течії рідини та параметрів трубопроводу [5]

$$\lambda = f \left(\text{Re}, \frac{\Delta}{d} \right), \quad (32)$$

де Δ – еквівалентна абсолютна шорсткість (для сталених труб $\Delta = 0,030 \text{ мм}$).

Критерій Рейнольдса та коефіцієнт гідравлічного опору трубопроводу визначається аналогічно як у пункті 3.

Задаючись різними значеннями витрати Q_n (в межах зміни витрати насоса), визначаємо гідравлічні втрати H_{nt} . За даними графічної характеристики насоса, для тих самих значень витрати Q_n встановлюємо значення напору насоса H_{nas} . Результати розрахунків та визначень зводимо в таблицю та будуємо графічні залежності $H_{nt} = f(Q_n)$ та $H_{nas} = f(Q_n)$ (див. рисунок 6). Точка перетину характеристики трубо-

проводу та характеристики насоса є робочою точкою при роботі заданого насоса на заданий трубопровід [5].

За робочою точкою визначимо об'ємну (Q_n) витрату води в напірному трубопроводі та обчислимо швидкість руху (v_n) і масову (G_n) витрату.

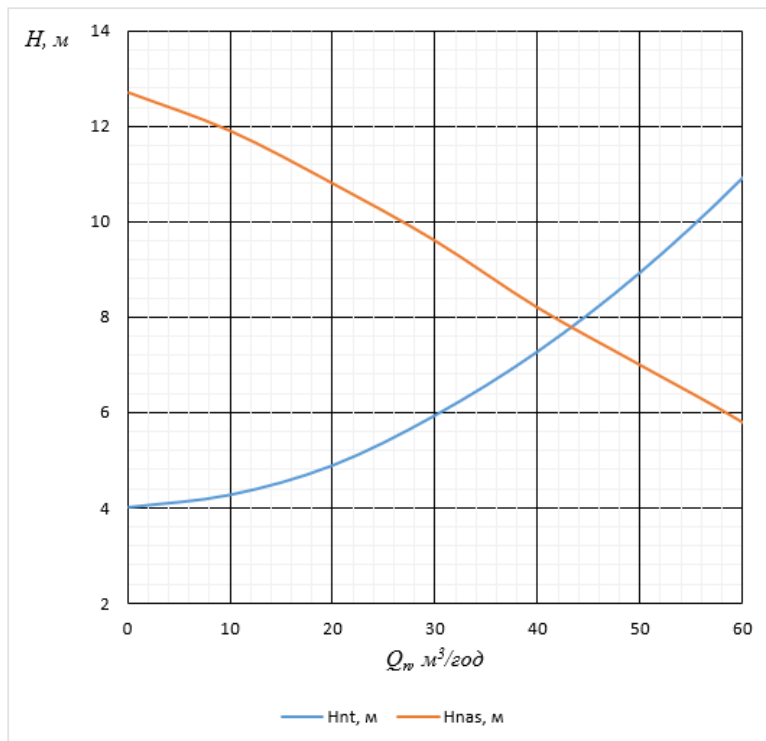


Рис. 6. Визначення робочої точки насоса та напірного трубопроводу

6. Тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника

У рекуперативних теплообмінниках теплота від одного теплоносія до іншого передається через роздільну стінку. Такі теплообмінники працюють безперервно при стаціонарному тепловому режимі.

В теплообмінних апаратах рух теплоносіїв здійснюється за трьома основними схемами. Якщо гарячий та холодний теплоносії рухаються паралельно уздовж поверхні нагріву в одному напрямку, то рух називається проточним; зустрічно-паралельний рух теплоносія називається протиточним. Якщо теплоносії переміщуються у взаємно перпендикулярних напрямках, то такий рух називається перехресним.

Тепловий розрахунок може бути конструктивним і перевірним. При виконанні конструктивного розрахунку необхідно визначити поверхню теплообмінника, тобто фактично сконструювати теплообмінник. При цьому початкові і кінцеві параметри теплоносіїв задані. При перевірному розрахунку відомі конструкція теплообмінника і початкові па-

раметри теплоносіїв; необхідно розрахувати кінцеві параметри, тобто перевірити придатність теплообмінника до наявних умов [1-3, 6-9].

При виконанні конструктивного теплового розрахунку необхідно визначити поверхню теплообміну і інші розміри теплообмінника. Основним розрахунковим рівнянням є рівняння теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}, \quad (33)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot град)$; F – поверхня теплообміну, $м^2$; $\overline{\Delta t}$ – середній температурний напір, $град$.

Використовуючи рівняння теплопередачі можна знайти поверхню теплообміну, $м^2$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \overline{\Delta t}}. \quad (34)$$

Оскільки температури теплоносіїв і різниця температур по довжині теплообмінника неоднакові, то визначається середньологарифмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}, \quad (35)$$

де $\Delta t' = t_1' - t_2'$, $\Delta t'' = t_1'' - t_2''$ – температурні напори на вході і виході з теплообмінника при **прямоточній** схемі руху теплоносіїв; $\Delta t' = t_1' - t_2''$, $\Delta t'' = t_1'' - t_2'$ – температурні напори на вході і виході з теплообмінника при **протиточній** схемі руху теплоносіїв [1-3, 6-9].

Для перехресної схеми руху потоків теплоносіїв середньологарифмічний температурний напір визначається як: добуток температурного напору при протиточному русі на поправочний коефіцієнт $\epsilon_{\Delta t}$

$$\overline{\Delta t} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} \cdot \epsilon_{\Delta t}. \quad (36)$$

Поправочний коефіцієнт $\epsilon_{\Delta t}$ визначається за графіками (рисунок 7) в залежності від величин P і R

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad (37)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}. \quad (38)$$

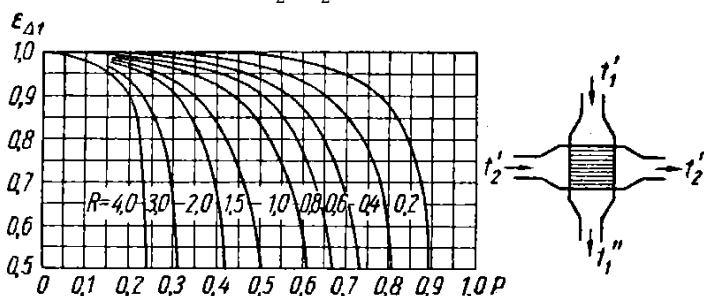


Рис. 7. Графік для визначення поправочного коефіцієнта $\epsilon_{\Delta t}$ для економайзера та пароперегрівача

В тих випадках, коли температура теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну змінюється незначно $\Delta t' / \Delta t'' < 1,8$, середню різницю температур можна вирахувати як середньоарифметичну

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t' + \Delta t''}{2}. \quad (39)$$

Коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м²·град) для циліндричної стінки дорівнює

$$k = \left[d_s \left(\frac{1}{\alpha_1 d_z} + \frac{1}{2\lambda_s} \ln \frac{d_z}{d_v} + \frac{1}{\alpha_2 d_v} \right) \right]^{-1}. \quad (40)$$

де d_s , d_v , d_z – відповідно, внутрішній та зовнішній діаметри труби змійовика; α_1 – коефіцієнт тепловіддачі на стороні гарячого теплоносія, Вт/(м²·град); α_2 – коефіцієнт тепловіддачі на стороні холодного теплоносія, Вт/(м²·град); λ_s – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого вироблена стінка, Вт/(м·град).

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі для циліндричної стінки може бути виконаний за формулами для плоскої стінки якщо $\frac{d_z}{d_v} < 1,2$

$$k = \left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{rk}}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_2} \right]^{-1}. \quad (41)$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі при вимушеній конвекції використовують рівняння подібності, які мають вигляд

$$Nu = c \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot Gr^p \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s} \right)^{0,25}, \quad (42)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}, \quad (43)$$

де Nu – число Нуссельта, яке є безрозмірним коефіцієнтом тепловіддачі; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля; Gr – число Грасгофа; λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія, Вт/(м·град); d – визначаючий розмір, м; Pr_r , Pr_s – відповідно, число Прандтля при середній температурі теплоносія (рідини) та при середній температурі поверхні (стінки) (всі інші числа розраховуються при температурі рідини). Відношення $\left(\frac{Pr_r}{Pr_s} \right)^{0,25}$ характеризує вплив на коефіцієнт тепловіддачі напряму теплового потоку (нагрівання або охолодження).

Коефіцієнт c і показники n , m , p обирають в залежності від режиму течії теплоносія і форми каналу (чи поверхні теплообміну).

З формули (43) можна визначити

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (44)$$

Число Рейнольдса визначається за формулою (21) і характеризує режим руху теплоносія (ламінальний або турбулентний). Існують критичні значення числа Рейнольдса, які відповідають переходу з одного режиму течії до другого. Ці критичні значення можуть бути різними в залежності від форми поверхні, з якою відбувається теплообмін.

Число Прандтля характеризує фізичні властивості теплоносія при даній температурі (рідини або стінки). Його значення обирається з таблиць фізичних властивостей речовин, або за формулою

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (45)$$

де a – коефіцієнт теплопровідності, m^2/c .

При ламінарному режимі течії може виникати вільна конвекція, вплив якої на тепловіддачу враховується числом Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot d^3}{\nu^2} (t_s - t_r), \quad (46)$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення, $1/град$ (для крапельних рідин береться з таблиць фізичних властивостей); t_s , t_r – відповідно, температура поверхні (стінки) і теплоносія (рідини), $^{\circ}C$.

При русі теплоносіїв в трубах прийнято два критичних значення числа Рейнольдса: $Re_{кр1} = 2300$ і $Re_{кр2} = 10000$.

Якщо $Re \leq 2300$ – режим руху ламінарний, $Re > 10000$ – режим руху турбулентний, $2300 < Re \leq 10000$ – перехідний режим руху.

При $Re < 2300$ (ламінарний режим) та за умови, що відношення довжини зміювика до його діаметру $\frac{l}{d} \geq 50$ число Нуссельта можна розрахувати за рівнянням

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s}\right)^{0,25}, \quad (47)$$

якщо $\frac{l}{d} < 50$, то вводиться поправочний коефіцієнт ε_l , який визначається з таблиці 2, тоді

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l. \quad (48)$$

Таблиця 2. Залежність поправочного коефіцієнта ε_l від $\frac{l}{d}$

$\frac{l}{d}$		1	5	10	20	40	50
ε_l	$Re \leq 2300$	1,9	1,44	1,28	1,15	1,02	1
	$Re > 10000$	1,28	1,15	1,11	1,06	1,02	1

При турбулентному режимі течії теплоносія всередині труби ($Re > 10000$) та при $\frac{l}{d} \geq 50$ розрахунок числа Нуссельта проводиться за рівнянням

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s}\right)^{0,25}, \quad (49)$$

якщо $\frac{l}{d} < 50$, то

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l. \quad (50)$$

Якщо режим течії перехідний ($2300 < Re \leq 10000$), рекомендується використовувати рівняння

$$Nu = K \cdot Pr^{0,43}, \quad (51)$$

де K – коефіцієнт, який визначається як функція числа Рейнольдса (можна визначити з таблиці 3).

Таблиця 3. Залежність поправочного коефіцієнта K від Re

Re	2300	2500	3000	3500	4000	5000
K	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5
Re	6000	7000	8000	9000	10000	
K	20	24	27	30	33	

При зовнішньому поперечному обтіканні трубних пучків критичні значення чисел Рейнольдса $Re_{кр1} = 1000$ і $Re_{кр2} = 100000$.

Якщо $Re \leq 1000$ – режим руху ламінарний, $1000 < Re \leq 100000$ – змішаний режим руху, $Re > 100000$ – турбулентний режим.

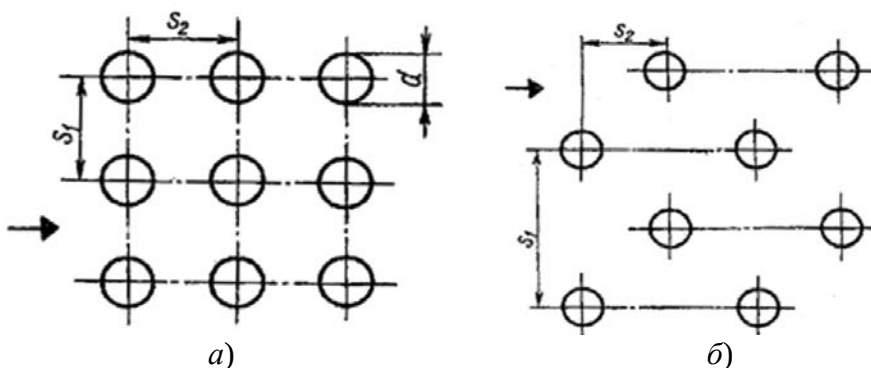
Як показує практика роботи теплообмінних апаратів, при зовнішньому поперечному обтіканні теплоносієм пучків труб в основному спостерігається змішаний режим руху ($1000 < Re \leq 100000$), для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в цьому випадку рекомендуються наступні рівняння:

– для коридорного пучка труб (рисунк 8, а) критеріальне рівняння матиме вигляд

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_r}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_s, \quad (52)$$

де ε_s – коефіцієнт, який враховує відносний крок розміщення труб

$$\varepsilon_s = \left(\frac{S_2}{d}\right)^{-0,15};$$



а – коридорний пучок труб; б – шаховий пучок труб;

S_1 – крок розміщення пучків труб в напрямку перпендикулярному до напрямку руху теплоносія, м; S_2 – крок розміщення пучків труб в напрямку паралельному до напрямку руху обтікаючого теплоносія, м

Рис. 8. Схеми розміщення труб в пучках всередині теплообмінника

– для шахового пучка труб (рисунк 8, б)

$$\text{Nu} = 0,41 \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_r}{\text{Pr}_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_s, \quad (53)$$

тут ε_s дорівнює:

$$\text{– при } \frac{s_1}{s_2} < 2 - \varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{\frac{1}{6}},$$

$$\text{– при } \frac{s_1}{s_2} \geq 2 - \varepsilon_s = 1,12.[1-3, 6-9]$$

За результатами теплового розрахунку визначається розрахункове значення поверхні теплообміну за формулою (34) і порівнюється з площею поверхні теплообміну, що розраховані за геометричними параметрами змійовика або змійовиків, відповідно за формулами (4) або (8). Якщо дані значення мають значну різницю, то уточнюються геометричні розміри рекуперативного теплообмінника та змійовика і розрахунок повторюється з початку.

Висновки

У роботі наведено методичні засади виконання теплогідравлічних розрахунків систем підключення теплових насосів, що використовують низькопотенційні джерела теплоти для підігріву високов'язких нафт і нафтопродуктів у процесі їх транспортування. Розроблено алгоритм послідовних етапів розрахунку, який охоплює визначення геометричних параметрів теплообмінного контуру, вибір робочої рідини, гідравлічний розрахунок циркуляційного та фекального насосів, а також конструктивний тепловий розрахунок рекуперативного теплообмінника.

Показано, що застосування теплових насосів із додатковими теплообмінниками, які використовують енергію стічних вод або інших низькопотенційних джерел, забезпечує суттєве підвищення енергоефективності систем підігріву високов'язких продуктів, зменшення споживання палива й експлуатаційних витрат. Запропонований підхід дає змогу підтримувати оптимальний температурний режим нафтопроводів, запобігаючи підвищенню в'язкості транспортованої рідини та зниженню їх пропускної здатності.

Результати дослідження можуть бути використані для проектування й модернізації систем теплопостачання промислових об'єктів нафтогазової галузі, де доцільно впроваджувати енергоощадні технології на основі теплових насосів. Подальші дослідження мають бути спрямовані на експериментальне підтвердження отриманих теоретичних залежностей та оптимізацію конструктивних параметрів рекуперативних теплообмінників.

Література

1. Лозовський А. П., Іванов О. М. Основи холодильних технологій: навч. посібник. Суми: Університетська книга, 2018. 280 с.

2. Малезик І. Ф. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / І. Ф. Малезик, П. С. Циганков, П. М. Немирович та ін.; за ред. І. Ф. Малезика. К.: НУХТ, 2003. 400 с.
3. Подмазко О. С., Мурашов В. С. Холодильна техніка і технологія (навчальний посібник). Одеса: Видавничий центр ОДАХ, 2015. 91 с.
4. Середюк М. Д., Пилипів Л. Д. Трубопровідний транспорт високов'язких вуглеводнів. Івано-Франківськ, 2013. 247 с.
5. Середюк М. Д., Якимів Ю. В., Лісафін В. П. Трубопровідний транспорт нафти і нафтопродуктів: Підручник. Івано-Франківськ, 2001. 517 с.
6. Хмельнюк М. Г., Подмазко О. С., Подмазко І. О. Холодильні установки та сфери їх використання: Підручник. Херсон: Грінь Д.С., 2014. 484 с.
7. Холодильні установки. Проектування / Чумак І. Г., Чепурненко В. П., Лагутін А. Ю., Лар'яновський С. Ю., Чумак Н. І., Оніщенко В. П. Одеса: Друк, 2008. Т. 1. 145 с.
8. Холодильні установки. Проектування / Чумак І. Г., Чепурненко В. П., Лагутін А. Ю., Лар'яновський С. Ю., Чумак Н. І., Оніщенко В. П. Одеса: Друк, 2008. Т. 2. 186 с.
9. Холодильні установки / під заг. ред. І. Г. Чумака. Одеса: Пальміра, 2016. 552 с.
10. Suchasnyi stan, problemy i perspektyvy stvorennia v Ukraini naftovoho ta enerhetychnoho rezerivu: analitychna dopovid / [Dudkin O. M., Minev A. N., Mitsai A. O. tain.]; zazah. red. H. L. Riabtsevata O. M. Sukhodoli. K.: NISD, 2018. 160 s.
11. "Ukrtransnafta" zbilshyla obimy prokachuvannia nafty v 2019 rotsi. URL: <https://kosatka.media/category/neft/analytics/ukrtransnafta-uvelichila-obemy-prokachki-nefti-v-2019-godu> (дата звернення: 03.09.2025).

Стаття надійшла до редакційної колегії 07.11.2025 р.

Прийнято до друку 11.11.2025 р.

PRINCIPLES OF THERMAL-HYDRAULIC CALCULATIONS OF HEAT PUMP CONNECTION SYSTEMS

V. B. Zapukhliak , I. R. Mykytiuk 

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;

76019, Ivano-Frankivsk, 15 Karpatska Street;

tel. +38 (0342) 72-71-38; e-mail: vasyl.zapukhliak@nunge.edu.ua

The article is devoted to the principles of thermal-hydraulic calculations of a heat pump (HP) connection system that utilizes low-potential heat sources for the energy-efficient heating of high-viscosity crude oil during its transportation through main pipelines. The transportation of high-viscosity oil requires continuous heating due to its cooling in the soil and the associ-

ated risk of pipeline blockage. Traditional heating methods based on fuel combustion are energy-intensive and environmentally hazardous. Therefore, this study examines the use of heat pumps that convert low-potential heat into higher-temperature heat to maintain the required pumping regime.

The main purpose of the research is to develop a methodology for designing the heat-exchange equipment of this system, which includes the installation of an additional recuperative heat exchanger in the first (brine) circuit of the heat pump. The paper provides a detailed algorithm for thermal-hydraulic calculations covering: determination of the geometric parameters of the recuperative heat exchanger; selection and calculation of the physical properties of the working fluid for the brine circuit; hydraulic calculation of the brine circuit and pumping unit for hot heat carrier supply, including pump selection; and constructive thermal calculation of the recuperative heat exchanger. The calculation concludes with a comparison of the calculated and actual heat-exchange areas to refine the design. The proposed methodology makes it possible to optimize the design of heat-exchange equipment and ensure reliable and energy-efficient operation of the oil heating system.

Keywords: *pipeline, high-viscosity oil, heat pump, low-potential heat source, thermal-hydraulic calculation, recuperative heat exchanger, heat transfer coefficient, Reynolds number, energy efficiency.*